

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Ермаков В.С., Чабунин И.С.

Московское высшее общевойсковое командное училище, Москва

Ключевые слова: гусеничная машина, планетарный механизм поворота, передаточные отношения, радиусы поворота.

Аннотация. В статье рассматривается назначение, схема планетарного механизма поворота гусеничной машины, состоящего из однорядного планетарного редуктора, блокировочного фрикциона, дискового (малого) и остановочного тормозов, описывается принцип его работы при осуществлении поворота, а также излагается решение задачи определения его передаточного отношения для обеспечения поворота машины с радиусом необходимой величины.

DETERMINATION OF THE GEAR RATIO OF THE PLANETARY TURNING MECHANISM OF A TRACKED VEHICLE

Ermakov V.S., Chabunin I.S.

Moscow Higher Combined Arms Command School, Moscow

Keywords: tracked vehicle, planetary turning mechanism, gear ratios, turning radii.

Abstract. The article discusses the purpose, scheme of the planetary mechanism for turning a tracked vehicle, consisting of a single-row planetary gearbox, locking clutch, disc (small) and stop brakes, describes the principle of its operation when turning, and also describes the solution to the problem of determining its gear ratio to ensure the rotation of the machine with a radius of the required value.

Рассмотрим процесс поворота гусеничной машины, схема трансмиссии которой представлена на рисунке 1. Такая схема реализована, в частности, в БМП 2. В ее состав входят главный фрикцион 1, коробка передач 2, механизмы поворота и бортовые передачи [2].

Назначение планетарных бортовых передач состоит в постоянном увеличении крутящего момента, который далее подводится к ведущим колесам.

Кратковременное увеличение тяговой силы на ведущих колесах при движении машины по прямой без переключения передач в коробке передач и возможность изменения траектории движения обеспечиваются с помощью планетарных механизмов поворота.

В БМП 2 реализована схема поворота, представленная на рисунке 2, согласно которой величина скорости забегающей гусеницы остается равной ее значению при движении по прямой, а скорость отстающей гусеницы уменьшается. На этом рисунке R – радиус поворота; B – колея машины. В планетарный механизм поворота входит однорядный планетарный редуктор, блокировочный фрикцион, дисковый тормоз (малый тормоз) и остановочный тормоз. При этом эпицикл 3, соединенный с грузовым валом коробки передач, – входное звено, связанное с бортовой передачей водило H – выходное, как показано на рисунке 3.

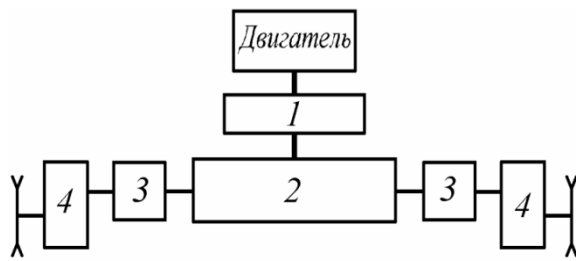


Рис. 1. Схема трансмиссии гусеничной машины

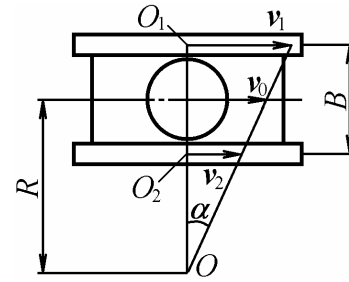


Рис. 2. Схема поворота

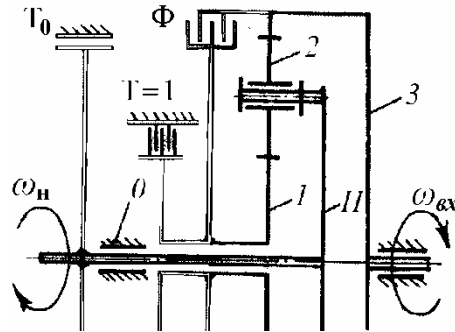


Рис. 3. Структурная схема дифференциального механизма поворота

Блокировочный фрикцион Φ , который при движении машины по прямой замкнут, соединяя эпицикл 3 с солнечной шестерней 1, обеспечивает передачу крутящего момента напрямую от грузового вала коробки передач к бортовой передаче. Для разъединения эпицикла и солнечной шестерни при осуществлении поворота Φ выключается. Тормоз T служит для остановки солнечной шестерни 1, остановочный тормоз T_0 нужен для остановки выходного звена при торможении машины, обеспечения крутого поворота или удержания машины в остановленном состоянии.

Рассмотрим три характерных режима поворота, которые соответствуют полному выключению фрикциона Φ , полному включению тормоза T и полному включению остановочного тормоза T_0 на отстающей стороне. На забегающей стороне блокировочный фрикцион постоянно включен.

При выключенных Φ , T и T_0 у одного из двух механизмов поворота связь между коробкой передач и соответствующей бортовой передачей оказывается прервана. Вся мощность будет передаваться на забегающую гусеницу, а машина будет совершать поворот по так называемому свободному радиусу, величина которого зависит от конкретных дорожных условий.

При включенном тормозе T_0 одного из механизмов поворота выходное звено механизма останавливается, останавливается и гусеница. Вторая гусеница продолжает перематываться с прежней скоростью. Машина поворачивается с первым расчетным радиусом, равным приблизительно ширине ее колеи.

При включенном T и выключенных Φ , T_0 у одного из двух механизмов поворота угловая скорость его выходного звена уменьшается, снижается и скорость гусеницы, являющейся отстающей. У второй гусеницы (забегающей) значение скорости остается тем же, не изменяется. Происходит поворот машины с так называемым вторым расчетным радиусом. Для его реализации нужно определить соответствующие кинематические параметры.

Обозначим через v_0 скорость гусеничной машины при ее движении по прямой, через v_1 и v_2 скорости забегающей и отстающей гусениц, i_1 и i_2 – передаточные отношения соответствующих механизмов поворота. Тогда $v_1 = \frac{v_0}{i_1}$,

$v_2 = \frac{v_0}{i_2}$. Из рис. 2 следует, что $\frac{v_1 - v_2}{B} = \frac{v_1}{R + B/2}$, откуда $R = \frac{Bv_1}{v_1 - v_2} - \frac{B}{2}$ или $R = \frac{B}{2} \cdot \frac{i_1 + i_2}{i_2 - i_1}$. При $i_1 = 1$ $R = \frac{B}{2} \cdot \frac{1 + i_2}{i_2 - 1}$. Тогда для реализации радиуса поворота R

соответствующее передаточное отношение будет $i_2 = \frac{1 + 2R/B}{2R/B - 1}$.

Определим требуемое соотношение диаметров солнечной шестерни d_1 и эпицикла d_3 для реализации этого передаточного отношения, используя метод Виллиса [1, 3]. Обозначим через $\omega_2^{(1)}$, $\omega_3^{(1)}$, $\omega_H^{(1)}$ значения угловых скоростей соответственного сателлитов 2, эпицикла 3, водила H при остановленной солнечной шестерне 1. Нужно найти передаточное отношение $i_{3,H}^{(1)} = \frac{\omega_3^{(1)}}{\omega_H^{(1)}}$. Для

этого сообщим всем звеньям дополнительное вращение с угловой скоростью $-\omega_H^{(1)}$. Тогда угловая скорость водила H станет равной нулю, угловые скорости солнечной шестерни 1, сателлита 2, эпицикла 3: $\omega_1^{(H)} = -\omega_H^{(1)}$, $\omega_2^{(H)} = \omega_2^{(1)} - \omega_H^{(1)}$, $\omega_3^{(H)} = \omega_3^{(1)} - \omega_H^{(1)}$, соответственно. Передаточное отношение

$i_{3,1}^{(H)} = \frac{\omega_3^{(H)}}{\omega_1^{(H)}} = \frac{\omega_3^{(1)} - \omega_H^{(1)}}{-\omega_H^{(1)}} = 1 - \frac{\omega_3^{(1)}}{\omega_H^{(1)}} = 1 - i_{3,H}^{(1)}$, откуда $i_{3,H}^{(1)} = 1 - i_{3,1}^{(H)}$. С другой стороны,

$i_{3,1}^{(H)} = -\frac{d_1}{d_3}$. Тогда $i_{3,H}^{(1)} = 1 + \frac{d_1}{d_3}$ и $\frac{d_1}{d_3} = 1 - i_{3,H}^{(1)}$, т.е. $\frac{d_1}{d_3} = 1 - \frac{1 + 2R/B}{2R/B - 1}$.

Список литературы

1. Карелина М.Ю., Балабина Т.А., Мамаев А.Н., Черепнина Т.Ю. Определение передаточного отношения планетарных механизмов: Учебное пособие. – М.: МАДИ, 2020. – 84 с.
2. Стрелков А.Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин: Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». – М.: МГТУ «МАМИ», 2005. – 616 с.
3. Парадеев С.Д., Чабунин И.С. Анализ рядовых зубчатых и планетарных механизмов: Учебное пособие. – М.: Военный институт (общевойсковой) ВУНЦ СВ «ОВА ВС РФ», 2016. – 83 с.

Сведения об авторах:

Ермаков Василий Сергеевич – курсант;

Чабунин Игорь Сергеевич – к.т.н., доцент, заведующий кафедрой общепрофессиональных дисциплин.